

(11)Publication number : 2001-158372
(43)Date of publication of application : 12.06.2001

(51)Int.Cl.

B62D 6/00
B60T 8/24
B60T 8/58
B62D 5/04
// B62D101:00
B62D113:00
B62D119:00
B62D137:00

(21)Application number : 11-344118
(22)Date of filing : 03.12.1999

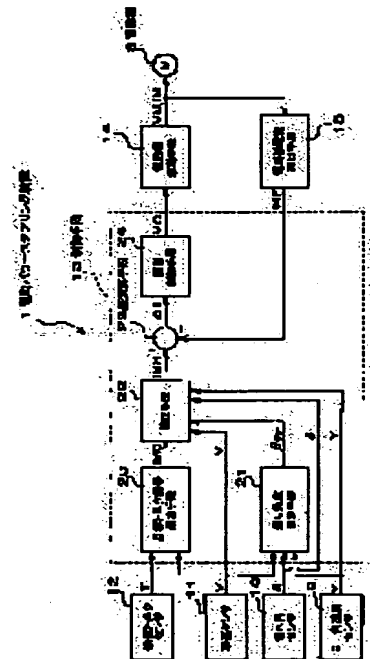
(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD
(72)Inventor : SHIMIZU YASUO
YAMAWAKI SHIGERU

(54) VEHICLE BEHAVIOR CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a vehicle behavior control device for accurately sensing the condition of a vehicle and controlling the behavior of the vehicle according to the sensed condition of the vehicle.

SOLUTION: The vehicle behavior control device (motor-driven power steering device) 1 has an actual steering angle sensing means (turning angle sensor) 10 for sensing the actual steering angle (turning angle) of the vehicle and a slip angle difference estimating means 21 for estimating the difference between the front wheel slip angle and the rear wheel slip angle of the vehicle. The control device includes a control means 13 for controlling the turning behavior of the vehicle based on an angular difference signal β_{fr} from the slip angle difference estimating means 21 and an actual steering angle signal (turning angle signal) d from the actual steering angle sensing means 10.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 26.11.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 14.09.2005

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

(11)特許出願公開番号
特開2001-158372
(P2001-158372A)

(43)公開日 平成13年6月12日(2001.6.12)

(51)Int.Cl. ⁷	酸別記号	F I	テマコト*(参考)
B 6 2 D 6/00		B 6 2 D 6/00	3 D 0 3 2
B 6 0 T 8/24		B 6 0 T 8/24	3 D 0 3 3
	8/58	8/58	Z 3 D 0 4 5
B 6 2 D 5/04		B 6 2 D 5/04	3 D 0 4 6
// B 6 2 D 101:00		101:00	

審査請求 未請求 請求項の数 4 OL (全 19 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平11-344118

(22) 出願日 平成11年12月 3 日(1999. 12. 3)

(71)出願人 000003326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 清水 康夫

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

(72) 發明者 山脇 茂

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74) 代理人 100064414

弁理士 磯野 道造

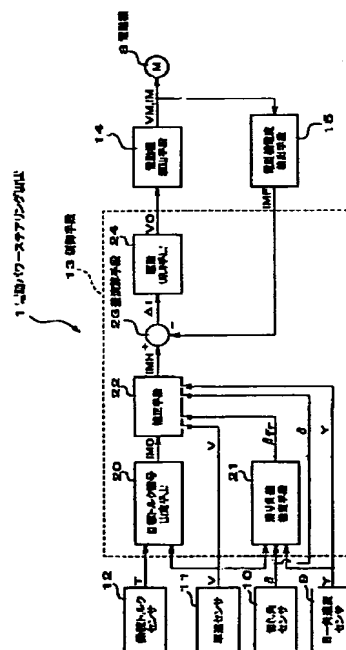
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両挙動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 車両状態を正確に検出し、検出した車両状態に応じて車両挙動を制御する車両挙動制御装置を提供することを提供することを課題とする。

【解決手段】 車両駆動制御装置（電動パワーステアリング装置）１は、車両の実舵角（切れ角）を検出する実舵角検出手段（切れ角センサ）１０と、車両の前輪滑り角と後輪滑り角との差を推定する滑り角差推定手段２１を有し、滑り角差推定手段２１からの角差信号 $\beta f r$ と実舵角検出手段１０からの実舵角信号（切れ角信号） δ に基づいて車両の旋回挙動を制御する制御手段１３とを備えることを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の前輪滑り角と後輪滑り角との差を推定する滑り角差推定手段と、
車両の実舵角を検出する実舵角検出手段と、
前記滑り角差推定手段からの角差信号と前記実舵角検出手段からの実舵角信号に基づいて車両の旋回挙動を制御する制御手段と、
を備えることを特徴とする車両挙動制御装置。

【請求項2】 ステアリング系の操舵トルクを検出する操舵トルクセンサと、ステアリング系に補助トルクを付加する電動機と、少なくとも前記操舵トルクセンサからの操舵トルク信号に基づいて目標トルク信号を設定する目標トルク信号設定手段を有する制御手段と、前記目標トルク信号に基づいて前記電動機を駆動する電動機駆動手段とを備える電動パワーステアリング装置において、車両の前輪滑り角と後輪滑り角との差を推定する滑り角差推定手段と、
車両の実舵角を検出する実舵角検出手段とを備え、
前記制御手段は、前記滑り角差推定手段からの角差信号と前記実舵角検出手段からの実舵角信号に基づいて前記目標トルク信号を補正する補正手段を有し、車両の旋回挙動を制御することを特徴とする車両挙動制御装置。

【請求項3】 前記補正手段は、前記滑り角差推定手段からの角差信号とヨー角速度検出手段が検出するヨー角速度信号に基づいて前記目標トルク信号を補正する補正量を設定することを特徴とする請求項2に記載の車両挙動制御装置。

【請求項4】 前記滑り角差推定手段は、前記実舵角検出手段からの実舵角信号、車速センサが検出する車速信号、ヨー角速度検出手段が検出するヨー角速度信号および車両の寸法パラメータに基づいて前記角差信号を演算することを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれか1項に記載の車両挙動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の挙動を制御する車両挙動制御装置に関し、特にドライバから車両への入力信号である実舵角と車両の出力信号である前輪後輪の滑り角差に基づいて車両状態を正確に把握する車両挙動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両の挙動を制御できる装置としては、電動パワーステアリング装置、四輪操舵装置、左右駆動力配分装置、左右ブレーキ力配分装置等の様々な装置がある。これらの装置の中でも電動パワーステアリング装置は、補助トルクを変えることによってドライバにステアリングホイールを介して路面情報（路面反力）を伝達し、ドライバにステアリング操作によって車両挙動を安定させることを促す。一方、他の装置は、四輪操舵装置では目標ヨー角速度に対する実際のヨー角速度の偏差を

減少させるように車両の後輪を転舵し、左右駆動力配分装置では左右輪の駆動力の配分を変え、あるいは左右ブレーキ力配分装置では左右輪のブレーキ力の配分を変えることによって、車両からの作用によって車両挙動を安定させている。

【0003】例えば、従来の電動パワーステアリング装置は、主に、操舵トルクセンサ、制御手段、電動機駆動手段、電動機等を備える。操舵トルクセンサは、ドライバがステアリング操作することによって発生する手動の操舵トルクを検出する。制御手段は、この操舵トルクに対応して電動機を駆動するための目標トルク信号を発生し、さらに目標トルク信号に基づいて電動機の駆動を制御する電動機制御信号を生成する。なお、制御手段は、速やかに電動機に流れる電動機電流を目標トルク信号に対応した電流にするため、実際に電動機に流れる電動機電流に対応した信号を目標トルク信号にフィードバック（負帰還）させ、電動機の駆動を制御している。そして、電動機駆動手段は、例えば電界効果トランジスタによるブリッジ回路で構成され、このブリッジ回路で電動機制御信号に基づいて電動機をPWM[Pulse Width Modulation]駆動する。すると、電動機が、回転駆動し、補助トルクをステアリング系に付加する。また、電動パワーステアリング装置は、車速センサで検出された車速信号によって、車速が増加するに従って目標トルク信号を減少させて目標トルク信号を補正している。つまり、電動パワーステアリング装置は、低車速時には充分大きな補助トルクをステアリング系に付加してドライバの操舵力を軽減させ、高車速時には小さな補助トルクをステアリング系に付加して車両挙動を安定させている。

【0004】また、本願出願人による特開平11-152057号公報には、車両の前輪滑り角と後輪滑り角との角差に基づいて目標トルク信号を補正する電動パワーステアリング装置が開示されている。この電動パワーステアリング装置は、車両情報を収集するために、車速センサ、切れ角センサ、ヨー角速度センサ、操舵トルクセンサ等を備える。さらに、電動パワーステアリング装置は、制御手段に滑り角差推定手段と補正手段を備える。滑り角差推定手段は、車速センサからの車速信号、切れ角センサからの切れ角信号、ヨー角速度センサからのヨー角速度信号および車両の寸法パラメータから前後輪の滑り角差を演算し、角差信号を生成する。そして、補正手段は、この角差信号の方向とヨー角速度信号の方向に基づいてアンダーステア状態かオーバーステア状態かを判断し、各状態に応じた補正量を設定する。また、補正手段は、角差信号の方向、角差信号の微分値の方向、ヨー角速度信号の方向および操舵トルクセンサからの操舵トルクの方向に基づいてアンダーステア状態、オーバーステア状態かカウンターステア状態かを判断し、各状態に応じた補正量を設定する。さらに、補正手段は、この

補正量を目標トルク信号に増減して補正する。そして、電動パワーステアリング装置は、アンダーステア状態、オーバーステア状態あるいはカウンターステア状態に応じて補助トルクを変えることによって、ステアリングホイールを介してドライバに路面反力の変化を伝達している。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、特開平11-152057号公報に開示された電動パワーステアリング装置は、路面の摩擦係数に関係なく角差信号からアンダーステア状態やオーバーステア状態等を判断できるが、この角差信号と実際の車両挙動とにズレを生じる場合がある。すなわち、角差信号に基づいて車両状態を検出する場合、車両状態を正確に検出できない場合がある。

【0006】例えば、一般に、実舵角（前輪の切れ角）が大きな領域では、車両はアンダーステア（弱アンダーステア）に設定されている。したがって、前輪滑り角と後輪滑り角の角差が0（deg）の状態（すなわち、ニュートラルステア状態）にある車両は、実際には、オーバーステア状態に移行する直前の移行状態である。なお、車両は、オーバーステア状態よりアンダーステア状態の方が車両挙動としては安定しているため、オーバーステア状態に極力ならないように制御されている。そこで、前記した移行状態中に、オーバーステア状態に備えて目標トルク信号を補正しておいた方が望ましい。特に、車両のヨー慣性マスが小さいスポーツカーでは、この移行状態中に補正しておかないと、カウンタ操作が間に合わない場合がある。しかし、前記した電動パワーステアリング装置は、車両状態を判断するパラメータとして実舵角（前輪の切れ角）を用いていないので、この移行状態を正確に判断することができない。そのため、この電動パワーステアリング装置は、オーバーステア状態に移行した後に目標トルク信号を補正していた。さらに、実舵角が大きい領域では、ヨー角速度も大きいので、オーバーステア状態に一層なり易い。そのため、アンダーステア状態からニュートラルステア状態に移行している時（従来ならアンダーステア状態と判断される時）に、実舵角が大きくなるに従って、早く（すなわち、前輪滑り角と後輪滑り角の角差の絶対値が大きい領域で）補正することが望ましい。

【0007】また、車速が速い場合や路面の摩擦係数が低い場合、横力が低下するため、アンダーステア状態からドリフトアウト状態になり易い。特に、ヨー慣性マスが大きい車重の重い車両では、ドリフトアウト状態になり易い。なお、このドリフトアウト状態（過アンダーステア状態）への移行は、前輪滑り角と後輪滑り角の角差で一義的に決めるのではなく、実舵角の大小も関係する。具体的には、実舵角が小さくなるに従って、前輪滑り角と後輪滑り角の角差がより小さい領域でドリフトア

ウト状態に移行する。しかし、従来の電動パワーステアリング装置は、車両状態を判断するパラメータとして実舵角（前輪の切れ角）を用いていないので、ドリフトアウト状態に移行したか否かを正確に判断することができない。

【0008】他方、四輪操舵装置は、目標ヨー角速度が小さい直進時には実際のヨー角速度を抑えるように後輪を転舵し効果的であるが、目標ヨー角速度が大きい時には路面の摩擦係数に応じて後輪の転舵角を設定しなければならない。そのため、路面の摩擦係数を高精度に検出しなければならないが、摩擦係数を直接検出することは困難であり、また摩擦係数を推定するためには複雑な演算が要求される。また、左右ブレーキ力配分装置は、ヨー角速度が大きくなった時に最も効果的にブレーキ力を制御できない。

【0009】そこで、本発明の課題は、車両状態を正確に検出し、検出した車両状態に応じて車両挙動を制御する車両挙動制御装置を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】前記課題を解決した本発明に係る車両挙動制御装置は、車両の前輪滑り角と後輪滑り角との差を推定する滑り角差推定手段と、車両の実舵角を検出する実舵角検出手段と、前記滑り角差推定手段からの角差信号と前記実舵角検出手段からの実舵角信号に基づいて車両の旋回挙動を制御する制御手段とを備えることを特徴とする。この車両挙動制御装置によれば、ドライバから車両への入力信号である実舵角信号と車両からの出力信号である角差信号により、車両の入出力関係を把握し、正確に車両状態を検出することができる。そのため、車両挙動制御装置は、検出した車両状態に応じて、的確に車両の旋回挙動を制御することができる。

【0011】また、前記課題を解決した本発明に係る車両挙動制御装置は、ステアリング系の操舵トルクを検出する操舵トルクセンサと、ステアリング系に補助トルクを付加する電動機と、少なくとも前記操舵トルクセンサからの操舵トルク信号に基づいて目標トルク信号を設定する目標トルク信号設定手段を有する制御手段と、前記目標トルク信号に基づいて前記電動機を駆動する電動機駆動手段とを備える電動パワーステアリング装置において、車両の前輪滑り角と後輪滑り角との差を推定する滑り角差推定手段と、車両の実舵角を検出する実舵角検出手段とを備え、前記制御手段は、前記滑り角差推定手段からの角差信号と前記実舵角検出手段からの実舵角信号に基づいて前記目標トルク信号を補正する補正手段を有し、車両の旋回挙動を制御することを特徴とする。この車両挙動制御装置によれば、ドライバから車両への入力信号である実舵角信号と車両からの出力信号である角差信号により、車両の入出力関係を把握し、正確に車両状態を検出することができる。そして、車両挙動制御装置

は、補正手段で検出した車両状態に応じて補正量を設定し、この補正量を目標トルク信号に加味して補助トルクを発生する。その結果、この補正された補助トルクによってドライバにステアリングホイールを介して路面反力の変化が正確に伝達され、ドライバの意志によるステアリング操作によって車両挙動が安定な状態となる。

【0012】さらに、前記車両挙動制御装置において、前記補正手段は、前記滑り角差推定手段からの角差信号とヨー角速度検出手段が検出するヨー角速度信号に基づいて前記目標トルク信号を補正する補正量を設定することを特徴とする。この車両挙動制御装置によれば、補正手段で角差信号とヨー角速度信号に基づいて補正量を設定するので、角差信号とヨー角速度信号をゼロ方向に減少させる補正量を設定することができる。そして、車両挙動制御装置は、この補正量が加味された補助トルクによって、ドライバに実舵角を減少する方向にステアリング操作するように促す。その結果、角差信号とヨー角速度信号がゼロ方向に減少し、車両挙動が一層安定な状態になる。

【0013】しかも、前記車両挙動制御装置において、前記滑り角差推定手段は、前記実舵角検出手段からの実舵角信号、車速センサが検出する車速信号、ヨー角速度検出手段が検出するヨー角速度信号および車両の寸法パラメータに基づいて前記角差信号を演算することを特徴とする。この車両挙動制御装置によれば、実際に角差を検出することなく、既存の車載センサを利用して角差を推定することができる。しかも、角差を演算するためのパラメータを直接検出しているので、角差の推定精度が高い。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照して、本発明に係る車両挙動制御装置の実施の形態を説明する。図1は電動パワーステアリング装置の全体構成図、図2は図1の電動パワーステアリング装置の基本要部ブロック構成図、図3は車両のモデル図（二輪モデル）、図4は車両の運転状態図、図5は図1の電動パワーステアリング装置の補正手段による第1の実施の形態の動作フローチャート、図6は図1の電動パワーステアリング装置の補正手段による第2の実施の形態の動作フローチャート、図7は切れ角信号 δ -角差しきい値 β_{fr1} 特性図、図8は切れ角信号 δ -角差しきい値 β_{fr2} 特性図、図9は角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ -オーバーステア補正量 DO 特性図、図10は角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ -アンダーステア補正量 DU 特性図、図11は角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ -カウンターステア補正量 DC 特性図、図12は車速信号 V -車速係数 K_r 特性図、図13は角差変化量 Dv -角差変化係数 K_v の特性図である。

【0015】本発明に係る車両挙動制御装置は、前輪滑り角と後輪滑り角との角差と実舵角に基づいて車両状態を正確に検出し、この車両状態に対応して車両の旋回挙

動を制御する。特に、電動パワーステアリング装置は、検出した車両状態に応じて設定された補正量を加味して補助トルクを発生し、この補正を施した補助トルクによってステアリングホイールを介してドライバに路面反力の変化を正確に伝達する。すると、ドライバは補助トルクに応じてステアリング操作が促されるため、ドライバによるステアリング操作によって車両挙動が安定な状態となる。なお、本発明の車両挙動制御装置は、車両挙動を制御可能な装置に適用可能であり、例えば、電動パワーステアリング装置、四輪操舵装置、左右駆動力配分装置、左右ブレーキ力配分装置等である。なお、本実施の形態では、本発明に係る車両挙動制御装置を電動パワーステアリング装置に適用する。また、本実施の形態では、車両の実舵角として前輪の切れ角を用い、実舵角検出手段として切れ角センサを使用する。また、本実施の形態では、滑り角差推定手段が制御手段の構成に含まれ、制御手段用のマイクロプロセッサで滑り角差推定手段での演算処理を行うこととする。

【0016】まず、本実施の形態に係る電動パワーステアリング装置を説明する前、この電動パワーステアリング装置で検出する車両の各状態について説明しておく。具体的には、図4の運転状態図を参照して、前輪滑り角 β_f と後輪滑り角 β_r との角差 β_{fr} と前輪の切れ角 δ を用いて、ドライバが運転している時の車両状態について説明する。

【0017】図4において車両の各状態を説明する前に、図3を参照して、本実施の形態で使用する車両のパラメータについて説明しておく。ここでの説明は、説明を簡単化するため、図3に示すように前輪FWと後輪RWの二輪モデルを用いる。また、図3は、車両がドライバの時計回りのステアリング操作により右旋回している場合を示している。この車両は、ホイールベース L とし、前輪FWの車軸と車両重心CG間距離 L_f および後輪RWの車軸と車両重心CG間距離 L_r とする。

【0018】車両は、ドライバによるステアリング操作によって、旋回中心CTを中心として旋回半径 ρ 、ヨー角速度 Y で旋回し、車速 V で走行する。前輪の切れ角 δ は、後輪の向きDRWを基準として前輪の向きDFWへの角度である。なお、切れ角 δ 、ヨー角速度 Y および車速 V は、時計回り方向を正（プラス）とし、反時計回りを負（マイナス）とする。

【0019】また、前輪滑り角 β_f は、前輪の向きDFWを基準として前輪の進行方向RFWへの角度である。後輪滑り角 β_r は、後輪の向きDRWを基準として後輪の進行方向RRWへの角度である。そして、前輪滑り角 β_f と後輪滑り角 β_r との角差 $\beta_{fr} = \beta_f - \beta_r$ とする。さらに、車両重心CGにおける滑り角 β とする。なお、前輪滑り角 β_f 、後輪滑り角 β_r 、角差 β_{fr} および滑り角 β は、反時計回りを正（プラス）とし、時計回りを負（マイナス）とする。ちなみに、ドライバがステ

アリングホイールを時計回りに操作した場合、前輪の向きDFWに対して前輪の進行方向RFWは反時計回りの向きにあり、前輪滑り角 βf は正（プラス）となる。同様に、後輪滑り角 βr も正（プラス）となる。したがって、角差 βfr の方向（符号）は、後輪滑り角の絶対値 $|\beta r|$ が前輪滑り角の絶対値 $|\beta f|$ 以上となるまで、正（プラス）である。

【0020】なお、前輪滑り角 βf と後輪滑り角 βr は、ヨー角速度 Y 、車速 V 、切れ角 δ および前輪FWの車軸と車両重心CG間距離 $L f$ 、後輪RWの車軸と車両重心CG間距離 $L r$ によって、以下に示す式（1）と式（2）で表現できる。

【0021】

【数1】

$$\beta f = -\beta - L f * Y / V + \delta \quad (1)$$

$$\beta r = -\beta + L r * Y / V \quad (2)$$

【0022】さらに、角差 βfr は、式（1）と式（2）により、式（3）で求めることができる。

【0023】

【数2】

$$\beta fr = \beta f - \beta r = -L * Y / V + \delta \quad (3)$$

【0024】また、旋回半径 $\rho = V / Y$ とすると、角差 βfr は式（4）となり、旋回半径 ρ は式（5）となる。

【0025】

【数3】

$$\beta fr = -L / \rho + \delta \quad (4)$$

$$\rho = L / (\delta - \beta fr) \quad (5)$$

【0026】それでは、図4の運転状態図を参照して、車両の各状態について説明する。図4では、横軸は切れ角 δ （deg）であり、正（プラス）が時計回り、負（マイナス）が反時計回りである。また、縦軸は角差 βfr （deg）であり、正（プラス）が反時計回り、負（マイナス）が時計回りである。なお、角差 $\beta fr = 0$ （deg）は、ニュートラルステアラインNL（すなわち、車両がニュートラルステア状態）である。また、ヨー角速度 $Y = 0$ （deg/s）（すなわち、車両が直進状態）は、式（3）より角差 $\beta fr = \text{切れ角}\delta$ であり、ラインAで示す。ちなみに、ラインAは、旋回半径 $\rho = \infty$ である。また、このラインAを境界として、ラインAの右下の領域では車両は右旋回であり、ラインAの左上の領域では車両は左旋回である。また、ラインAは、式（4）より旋回半径 ρ をパラメータとして、1点鎖線で示すように角差 βfr 軸（縦軸）上を推移する。

【0027】右旋回の場合（すなわち、ラインAの右下の領域）、ニュートラルステアラインNLを境界として、角差 $\beta fr > 0$ ではアンダーステア領域UA1であり、角差 $\beta fr < 0$ ではオーバーステア領域OA2であ

る。さらに、アンダーステア状態が強くなって角差の絶対値 $|\beta fr|$ が大きくなると、ドリフトアウト領域DA1となる。また、オーバーステア状態が強くなって角差の絶対値 $|\beta fr|$ が大きくなると、スピン領域SA2となる。なお、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が大きくなるに従ってヨー角速度の絶対値 $|Y|$ も大きくなるので、アンダーステア状態からオーバーステア状態に移行し易い。そこで、角差 $\beta fr > 0$ の領域内で、一定の切れ角 $\delta 1$ 以上の領域にオーバーステア移行領域TA1を設定する。オーバーステア移行領域TA1は、ニュートラルステアラインNLと、切れ角 $\delta 1$ かつ角差 $\beta fr = 0$ を基点として切れ角 $\delta 1$ から切れ角 δ が大きくなるに従って角差 βfr が大きくなる境界ラインD間に形成される領域である。

【0028】左旋回の場合（すなわち、ラインAの左上の領域）、ニュートラルステアラインNLを境界として、角差 $\beta fr < 0$ ではアンダーステア領域UA2であり、角差 $\beta fr > 0$ ではオーバーステア領域OA1である。さらに、アンダーステア状態が強くなって角差の絶対値 $|\beta fr|$ が大きくなると、ドリフトアウト領域DA2となる。また、オーバーステア状態が強くなって角差の絶対値 $|\beta fr|$ が大きくなると、スピン領域SA1となる。なお、右旋回の場合と同様に、角差 $\beta fr < 0$ の領域内にオーバーステア移行領域TA2を設定する。なお、図4において、アンダーステア領域UA1、UA2は無地領域であり、オーバーステア領域OA1、OA2は破線領域であり、ドリフトアウト領域DA1、DA2は斜線領域であり、オーバーステア移行領域TA1、TA2は網掛領域である。

【0029】なお、ドリフトアウト領域DA1、DA2は、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が小さくなるほど、角差の絶対値 $|\beta fr|$ が小さい領域でアンダーステア領域UA1、UA2から入る領域として設定する。すなわち、ドリフトアウト領域DA1、DA2とアンダーステア領域UA1、UA2の境界ラインB、Cは、切れ角の絶対値 $|\delta|$ の増加に従って角差の絶対値 $|\beta fr|$ が増加する直線となる。また、オーバーステア移行領域TA1、TA2は、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が大きくなるほど、角差の絶対値 $|\beta fr|$ が大きい領域でアンダーステア領域UA1、UA2から入る領域として設定する。すなわち、オーバーステア移行領域TA1、TA2とアンダーステア領域UA1、UA2の境界ラインD、Eは、切れ角の絶対値 $|\delta|$ の増加に従って角差の絶対値 $|\beta fr|$ が増加する直線となる。

【0030】それでは、図1を参照して、電動パワーステアリング装置1の全体構成について説明する。電動パワーステアリング装置1は、ステアリングホイール2、ステアリング軸3、ハイボイドギア4、ラック&ピニオン機構5、タイロッド6、操向車輪の前輪7、補助トルクをステアリング系に作用する電動機8、制御手段1

3、電動機駆動手段14および電動機電流検出手段15を備える。さらに、電動パワーステアリング装置1は、車両情報を取得するために、ヨー角度検出手段としてヨー角速度センサ9、切れ角センサ10、車速センサ11および操舵トルクセンサ12を備える。

【0031】ヨー角速度センサ9は、車両に作用するヨー角速度を検出し、検出したヨー角速度に対応した電気信号に変換したヨー角速度信号Yを出力する。切れ角センサ10は、前輪7の切れ角を検出し、検出した切れ角に対応した電気信号に変換した切れ角信号 δ を出力する。車速センサ11は、車速を検出し、検出した車速に対応した電気信号に変換した車速信号Vを出力する。操舵トルクセンサ12は、ステアリングホイール2に作用する操舵トルクを検出し、検出した操舵トルクに対応した電気信号に変換した操舵トルク信号Tを出力する。なお、切れ角信号 δ は、ステアリング軸3の操舵角から算出してもよい。また、ヨー角速度信号Yは、切れ角信号 δ および車速信号Vから算出してもよい。また、これらのセンサは、電動パワーステアリング装置1に対して各信号を出力する構成だけでなく、車両に搭載される他の装置に出力する構成としてもよい。あるいは、他の装置に備えられる既存のセンサを利用してよい。

【0032】なお、ヨー角速度信号Y、切れ角信号 δ 、車速信号Vおよび操舵トルク信号Tは、それぞれ大きさと方向を有し、制御手段13に供給される。また、ヨー角速度信号Y、切れ角信号 δ 、車速信号Vおよび操舵トルク信号Tの方向は、時計回りを正（プラス）とし、反時計回りを負（マイナス）とする。

【0033】電動パワーステアリング装置1は、ドライバによってステアリングホイール2が操舵されると、ステアリング軸3に加えられた手動操舵トルクをラック&ピニオン機構5によりラック軸5bの軸方向の推力に変換する。なお、ラック&ピニオン機構5は、ピニオン5aに噛み合うラック歯5cがラック軸5bに形成され、ピニオン5aとラック歯5cの噛み合いにより、ピニオン5aの回転をラック軸5bの軸方向の往復運動とする。そして、電動パワーステアリング装置1は、このラック軸5bの軸方向の推力を、タイロッド6を介して前輪7の操向に変える。

【0034】さらに、電動パワーステアリング装置1は、手動操舵トルクをアシストするために、操舵トルク信号Tに対応して電動機8を駆動する。そして、電動パワーステアリング装置1は、電動機8により発生するトルクをハイボイドギア4を介して倍力し、この倍力された補助トルクをステアリング軸3に作用させる。その結果、ステアリング軸3に加えられるドライバの手動操舵トルクを軽減する。

【0035】制御手段13は、マイクロプロセッサを基本として、各種演算手段、処理手段、判定手段、スイッチ手段、信号発生手段およびメモリ等で構成される。制

御手段13は、操舵トルク信号Tに対応した目標トルク信号IMOを発生する。そして、制御手段13は、この目標トルク信号IMOと電動機電流検出手段15から入力された電動機トルク信号IMFとの差（負帰還）に応じた電動機制御信号VOを電動機駆動手段14に出力する（図2参照）。なお、制御手段13は、目標トルク信号IMOと電動機トルク信号IMFとの差が速やかに0になるように、電動機制御信号VOで電動機駆動手段14を制御する。

【0036】さらに、制御手段13は、車両の各状態（車両挙動）に応じた補正量で目標トルク信号IMOを補正するために、滑り角差推定手段21と補正手段22を備える（図2参照）。滑り角差推定手段21は、ヨー角速度信号Y、切れ角信号 δ 、車速信号Vおよび車両の寸法パラメータ（ホイールベースL）により、式（3）で角差 βfr を演算で推定し、角差信号 βfr を補正手段22に出力する。そして、補正手段22は、この角差信号 βfr と切れ角信号 δ に基づいて、車両がアンダーステア状態、ドリフトアウト状態、オーバーステア状態またはオーバーステア移行状態かを判断し、各状態に応じて設定した補正量で目標トルク信号IMOを補正する。また、補正手段22は、角差信号 βfr 、角差変化量信号Dv、ヨー角速度信号Yおよび操舵トルク信号Tに基づいて、車両がアンダーステア状態、ドリフトアウト状態、オーバーステア状態、オーバーステア移行状態またはカウンター過大状態かを判断し、各状態に応じて設定した補正量で目標トルク信号IMOを補正する。

【0037】電動機駆動手段14は、例えば、4個のパワーFET（電界効果トランジスタ）、絶縁ゲート・バイポーラトランジスタ（IGBT）等のスイッチング素子からなるブリッジ回路で構成される。電動機駆動手段14は、電動機制御信号VOに基づいてPWMの電動機電圧VMを電動機8に印加し、電動機8を正回転または反回転にPWM駆動する。すると、電動機8には電動機電流IMが流れ、電動機8は電動機電流IMに比例したトルクを発生する。

【0038】電動機電流検出手段15は、電動機8と直列に接続された抵抗器またはホール素子等を備え、電動機8に実際に流れる電動機電流IMを電圧に変換して検出する。そして、電動機電流検出手段15は、検出した電動機電流IMに対応した電動機トルク信号IMFを制御手段13にフィードバック（負帰還）する。

【0039】次に、図2を参照して、電動パワーステアリング装置1の制御手段13の構成について説明する。制御手段13は、目標トルク信号設定手段20、滑り角差推定手段21、補正手段22、差演算手段23および駆動制御手段24を備える。

【0040】目標トルク信号設定手段20は、ROM [Read Only Memory] 等のメモリを備え、予め実験値または設計値に基づいて設定した車速V

をパラメータとした操舵トルク信号データTと目標トルク信号データIMOの対応データを記憶している。目標トルク信号設定手段20は、操舵トルクセンサ12からの操舵トルク信号Tと車速センサ11からの車速信号Vが入力され、操舵トルク信号Tと車速信号Vに基づいて対応する目標トルク信号データIMOを読み出し、目標トルク信号IMOを補正手段22に出力する。ちなみに、目標トルク信号IMOは、車速信号Vに対して、路面反力の大きい低速の場合には大きい値が対応づけられ、走行時の安定性を確保するために高速の場合には小さい値が対応づけられている。また、目標トルク信号IMOは、操舵トルク信号Tに対して、操舵トルク信号Tが0近傍では0に対応づけられ、所定の操舵トルク以上になると操舵トルク信号Tの増加に従って増加する値に対応づけられる。なお、目標トルク信号IMOは、電動機8に流すことができる最大電流が規定されているので、最大目標電流以下に設定される。

【0041】滑り角差推定手段21は、ROM等のメモリおよび演算手段等を備える。そして、滑り角差推定手段21は、ヨー角速度センサ9からのヨー角速度信号Y、切れ角センサ10からの切れ角信号 δ および車速センサ11からの車速信号Vが入力され、角差信号 βfr を補正手段22に出力する。滑り角差推定手段21は、ヨー角速度信号Y、切れ角信号 δ 、車速信号Vおよびメモリに記憶された車両の寸法パラメータ（本実施の形態では、ホイールベースL）に基づいて、式（3）により車両挙動として前輪滑り角 βf と後輪滑り角 βr との角差 βfr を演算推定する。したがって、滑り角差推定手段21は、角差 βfr を直接検出する必要がなく、既存のセンサを利用することにより高精度に角差 βfr を推定することができる。さらに、滑り角差推定手段21は、式（3）で角差 βfr を演算するため、演算手段として微分処理回路を必要としないので、ノイズが混入しない。なお、角差信号 βfr は、大きさと方向を有し、反時計回りを正（プラス）とし、時計回りを負（マイナス）とする。

【0042】補正手段22は、ROM等のメモリ、ソフト制御の比較機能、切替機能、演算機能等を備える。補正手段22は、ROMに切れ角 δ に応じた角差しきい値 $\beta fr1$ 、 $\beta fr2$ および角差 βfr に応じた補正量（オーバーステア補正量DO、アンダーステア補正量DU、カウンターステア補正量DC）を記憶している。そして、補正手段22は、滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr と切れ角センサ10からの切れ角信号 δ に基づいて対応する補正量を発生し、この補正量で目標トルク信号IMOを補正した目標トルク信号IMHを差演算手段23に出力する。なお、角差しきい値 $\beta fr1$ 、 $\beta fr2$ は、切れ角 δ に応じて予め実験値または設計値等で定められた値であり、図7および図8に示すように、切れ角信号 δ との対応関係を有する。また、オーバ

ーステア補正量DO、アンダーステア補正量DUおよびカウンターステア補正量DCは、角差 βfr に応じて予め実験値または設計値等で定められた値であり、図9、図10および図11に示すように、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ との対応関係を有する。

【0043】補正手段22は、車両挙動がアンダーステア領域UA1、UA2にある場合には、車両挙動が安定した通常走行状態と判断する。この場合、補正手段22は、補正量を0とし、目標トルク信号IMH=IMOとして出力する。

【0044】また、補正手段22は、車両挙動がアンダーステア領域UA1、UA2以外にある場合には、車両挙動が不安定と判断する。この場合、補正手段22は、角差 βfr に応じて補正量を選択し、目標トルク信号IMOを補正する。補正手段22は、切れ角 δ が減少する方向へのステアリング操作を促すために、目標トルク信号IMOから補正量を減算して目標トルク信号IMH<IMOとして出力、あるいは目標トルク信号IMOに補正量を加算して目標トルク信号IMH>IMOとして出力する。

【0045】さらに、車両挙動を一層安定な状態に誘導するためには、角差 βfr とヨー角速度Yをゼロにする方向に切れ角 δ がステアリング操作されるように、補助トルクでアシストするのが理想的である。そこで、補正手段22は、角差 βfr およびヨー角速度Yに基づいて補正量を設定する。まず、切れ角 δ を、式（3）が変形された式（6）で導く。さらに、角差 βfr とヨー角速度Yをゼロ方向に減少させるために、式（6）より理想的な補正量VCを式（7）で定めた。

【0046】

【数4】

$$\delta = \beta fr + L * Y / V \quad (6)$$

$$VC = G1 * \beta fr + G2 * Y \quad (7)$$

G1, G2: 係数

【0047】補正手段22は、式（7）に示すように、補正量VCを角差 βfr とヨー角速度Yに基づいて（具体的には、角差 βfr とヨー角速度Yをパラメータとした関数で）設定する。そのため、補正手段22は、ROMに車速係数Kr、角差変化係数Kvおよびヨー角速度係数G2を記憶している。そして、補正手段22は、前記した角差 βfr と切れ角 δ に基づいて発生させた補正量に車速係数Krと角差変化係数Kvを乗算するとともにヨー角速度Yにヨー角速度係数G2を乗算して、補正量VCを設定する。さらに、補正手段22は、この補正量VCで目標トルク信号IMOを補正した目標トルク信号IMHを差演算手段23に出力する。なお、車速係数Krは、車速Vに応じて予め実験値または設計値等で定められた値であり、図12に示すように、車速信号Vとの対応関係を有する。また、角差変化係数Kvは、角差

βfr の変化量に応じて予め実験値または設計値等で定められた値であり、図13に示すように、角差変化量 Dv との対応関係を有する。また、ヨー角速度係数 $G2$ は、ヨー角速度 Y に応じて予め実験値または設計値等で定められた値である。

【0048】差演算手段23は、減算器または減算機能を備える。差演算手段23は、補正手段22からの目標トルク信号 IMH と電動機電流検出手段15からの電動機トルク信号 IMF との差 $\Delta I (=IMH-IMF)$ を演算し、差信号 ΔI を駆動制御手段24に出力する。

【0049】駆動制御手段24は、PIDコントローラ、電動機制御信号発生手段等を備える。駆動制御手段24は、差演算手段23からの差信号 ΔI に比例 (P)、積分 (I) および微分 (D) 制御を施す。さらに、駆動制御手段24は、PID制御を施した信号を混成した混成信号に基づいてステアリングホイール2の右操舵または左操舵に対応したPWMの電動機制御信号 VO を発生し、この電動機制御信号 VO を電動機駆動手段14に出力する。

【0050】以上に説明したように、制御手段13は、前輪滑り角 βf と後輪滑り角 βr との角差 βfr を推定する滑り角差推定手段21と、この滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr と切れ角センサ10からの切れ角信号 δ に基づいて目標トルク信号 IMO を補正する補正手段22を備える。そのため、制御手段13は、車両挙動を角差信号 βfr から、およびドライバの車両への入力を切れ角信号 δ から推定することができ、車両の状態を正確に検出することができる。そして、制御手段13は、車両の各状態に応じた補助トルクを発生するように電動機8の駆動を制御し、車両挙動の変化をドライバに路面反力の変化で伝達することができる。

【0051】次に、前記構成の補正手段22の動作をフローチャートに沿って説明する。なお、本実施の形態では、補正手段22の動作として2つの実施の形態について説明する。

【0052】まず、図5のフローチャートに沿って、補正手段22における第1の実施の形態の動作について説明する。

【0053】補正手段22は、滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr の方向 P とヨー角速度センサ9からのヨー角速度信号 Y の方向 N を比較する (S1a)。例えば、ヨー角速度 Y が時計回り方向 (右旋回方向) かつ反時計回りの後輪滑り角 βr が反時計回りの前輪滑り角 βf より大きい場合 (すなわち、車両挙動がオーバーステア状態の場合)、ヨー角速度信号 Y の方向 N は正 (プラス) となり、角差信号 βfr の方向 P は負 (マイナス) となる。また、ヨー角速度 Y が時計回り方向 (右旋回方向) かつ反時計回りの前輪滑り角 βf が反時計回りの後輪滑り角 βr より大きい場合 (すなわち、車両挙動がアンダーステア状態の場合)、ヨー角速度信号 Y の方

向 N は正 (プラス) となり、角差信号 βfr の方向 P は正 (プラス) となる。

【0054】角差信号 βfr の方向 P とヨー角速度信号 Y の方向 N とが不一致の場合、補正手段22は、車両状態がオーバーステア状態 (あるいは、スピン状態)、すなわち図4の運転状態図ではオーバーステア領域 $OA1$ 、 $OA2$ およびスピン領域 $SA1$ 、 $SA2$ のいずれかの領域にあると判断し、ステップ $S1v$ に移行する。

【0055】ステップ $S1v$ に移行すると、補正手段22は、切れ角センサ10からの切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ - 角差しきい値 $\beta fr1$ 特性データ (図7参照) から角差しきい値 $\beta fr1$ を選択し (S1v)、ステップ $S1d$ に移行する。

【0056】他方、角差信号 βfr の方向 P とヨー角速度信号 Y の方向 N とが一致の場合、補正手段22は、ステップ $S1v$ と同様に、切れ角センサ10からの切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ - 角差しきい値 $\beta fr1$ 特性データ (図7参照) から角差しきい値 $\beta fr1$ を選択する (S1b)。ちなみに、この場合、車両状態としては、図4に示す運転状態図ではアンダーステア領域 $UA1$ 、 $UA2$ 、ドリフトアウト領域 $DA1$ 、 $DA2$ またはオーバーステア移行領域 $TA1$ 、 $TA2$ のいずれかの領域にある。なお、角差しきい値 $\beta fr1$ は、図4に示すオーバーステア移行領域 $TA1$ 、 $TA2$ に車両挙動があるか否かを判断するための値である。そこで、図7に示す切れ角信号 δ - 角差しきい値 $\beta fr1$ 特性は、図4の運転状態図における境界ライン D 、 E に対応して設定される。すなわち、角差しきい値 $\beta fr1$ は、切れ角信号 δ が $\delta 1$ の値から切れ角信号 δ の増加に従って増加する値である。

【0057】続いて、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ と角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ を比較する (S1c)。そして、角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ が角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ 以上の場合、補正手段22は、車両状態がオーバーステア移行状態、すなわち図4の運転状態図ではオーバーステア移行領域 $TA1$ 、 $TA2$ の領域にあると判断し、ステップ $S1d$ に移行する。というのは、車両挙動としてはアンダーステア状態からオーバーステア状態に移行しようとしているので、極力オーバーステア状態にならないように、目標トルク信号 IMO をオーバーステア補正量 DO で早めに補正するためである。しかし、実際には、まだオーバーステア状態になっていないので、オーバーステア補正量 DO での補正に入りにくくする必要がある。そこで、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ を角差信号 βfr と角差しきい値 $\beta fr1$ から算出し、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr1|$ とする (S1d)。角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr1|$ としてオーバーステア補正量 DO を選択することにより、角差信号 βfr と切れ角信号 δ に基づいてオーバ

ーステア移行領域TA1, TA2とアンダーステア領域UA1, UA2の境界ラインD, Eを厳密に判断し、オーバーステア補正量DOを決定することができる。具体的には、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が大きい領域ほど、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ の大きい領域でオーバーステア移行領域TA1, TA2に入り、オーバーステア補正量DOでの補正が可能となる。

【0058】以上において、ステップS1dを実行するのは、オーバーステア移行領域TA1, TA2を経てオーバーステア領域OA1, OA2に入った場合のオーバーステア補正量DOを大きくするためである。すなわち、角差しきい値 $\beta fr1$ は角差信号 βfr と符号が異なるので、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr1|$ の値は元々の $|\beta fr|$ の値よりも大きくなる。したがって、図9から明らかなように、オーバーステア補正量DOを大きくすることができる。また、ステップS1aでNOと判断されてもステップS1v, S1dを実行するのは、オーバーステア移行領域TA1, TA2を経てオーバーステア領域OA1, OA2に入った場合のオーバーステア補正量DOを連続的に変化させるためである。すなわち、オーバーステア移行領域TA1, TA2にある場合には制御フローとしてはステップS1a→ステップS1b→ステップS1c→ステップS1d→ステップS1gと流れ、オーバーステア領域OA1, OA2に入るとステップS1a→ステップS1v→ステップS1d→ステップS1gと流れる。したがって、オーバーステア移行領域TA1, TA2でもオーバーステア領域OA1, OA2でも、ステップS1dを実行してオーバーステア補正量DOを連続的に変化させるようにしている。なお、アンダーステア領域UA1, UA2から直接オーバーステア領域OA1, OA2に入る場合には、図7から明らかなように、角差しきい値 $\beta fr1 = 0$ なので問題はない。

【0059】他方、角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ が角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ 未満の場合、補正手段22は、車両状態が図4に示す運転状態図ではアンダーステア領域UA1, UA2またはドリフトアウト領域DA1, DA2のいずれかの領域にあるかを判断するために、切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ - 角差しきい値 $\beta fr2$ 特性データ（図8参照）から角差しきい値 $\beta fr2$ を選択する（S1e）。なお、角差しきい値 $\beta fr2$ は、図4に示すドリフトアウト領域DA1, DA2に車両挙動があるか否かを判断するための値である。そこで、図8に示す切れ角信号 δ - 角差しきい値 $\beta fr2$ 特性は、図4の運転状態図における境界ラインB, Cに対応して設定される。すなわち、角差しきい値 $\beta fr2$ は、切れ角信号 δ が $\delta2$ の値から切れ角信号 δ の増加に従って増加する値である。

【0060】続いて、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ を角差信号 βfr と角差しきい値 $\beta fr2$

から算出し、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ とする（S1f）。というのは、 $|\beta fr - \beta fr2|$ が $|\beta1|$ 以下の場合（すなわち、車両状態が図4に示すアンダーステア領域UA1, UA2にある場合）、弱アンダーステア状態なので、路面反力の補正は不要である。すなわち、図10に示すように、 $|\beta fr - \beta fr2|$ が $|\beta1|$ 以下の場合、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ に対応するアンダーステア補正量DUは0となる。なお、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が $|\beta1|$ より小さい場合（図4、図10参照）、角差信号 βfr に対するアンダーステア補正量DUの不感帯領域（弱アンダーステア状態であり、車両挙動が安定）であり、補正が不要である。ちなみに、不感帯領域を大きく設定しているため、不感帯領域を越えて補正を必要とする領域に入ると（ $|\beta fr| > |\beta1|$ ）、アンダーステア補正量DUを急激に増加する量で設定している（図10参照）。他方、 $|\beta fr - \beta fr2|$ が $|\beta1|$ より大きい場合（すなわち、車両状態が図4に示すドリフトアウト領域DA1, DA2にある場合）、ドリフトアウト状態なので、補正を必要とする。そこで、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ としてアンダーステア補正量DUを選択することにより、角差信号 βfr と切れ角信号 δ に基づいてドリフトアウト領域DA1, DA2とアンダーステア領域UA1, UA2の境界ラインB, Cを厳密に判断し、アンダーステア補正量DUを決定することができる。具体的には、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が小さい領域ほど、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ の小さい領域でドリフトアウトDA1, DA2に入る。すなわち、角差しきい値 $\beta fr2$ は角差信号 βfr と符号が同じなので、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ の値は小さくなる。したがって、切れ角の絶対値 $|\delta|$ が小さい領域ほど角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ が大きくなるので、ドリフトアウト状態での補正に入り易くなり、アンダーステア補正量DUも大きくなる。

【0061】続いて、補正手段22は、車両の各状態を判断すると、その各車両状態に応じて補正量を選択する。ステップS1aでオーバーステア状態またはステップS1cでオーバーステア移行状態と判断されると、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ に基づいて、図9に示す角差信号絶対値 $|\beta fr|$ - オーバーステア補正量DO特性からオーバーステア補正量DOを選択する（S1g）。なお、オーバーステア状態は、車両挙動としては安定していないので、極力この状態に入らないように制御する。したがって、角差信号 βfr に対するアンダーステア補正量DUの不感帯領域（アンダーステア補正量DU=0の領域）に比べて角差信号 βfr に対するオーバーステア補正量DOの不感帯領域（オーバーステア補正量DO=0の領域）をかなり狭い領域として設定している（図9、図10参照）。

【0062】また、ステップS1fで角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が設定されると、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ に基づいて、図10に示す角差信号絶対値 $|\beta fr|$ —アンダーステア補正量DU特性からアンダーステア補正量DUを選択する(S1h)。ちなみに、 $|\beta fr - \beta fr2|$ が $|\beta 1|$ 以下の場合にはアンダーステア補正量DUが0となり、 $|\beta fr - \beta fr2|$ が $|\beta 1|$ より大きい(ドリフトアウト状態)場合にはアンダーステア補正量DUが角差信号 $|\beta fr|$ に応じて設定される。

【0063】続いて、オーバーステア補正量DOまたはアンダーステア補正量DUが選択されると、この補正量に車速Vと角差 βfr の変化量を加味する。そこで、補正手段22は、オーバーステア補正量DOに車速係数Krと角差変化係数Kvを乗算し、オーバーステア補正量信号IDOを発生する(S1i)。または、補正手段22は、アンダーステア補正量DUに車速係数Krと角差変化係数Kvを乗算し、アンダーステア補正量信号IDUを発生する(S1j)。このように、補正量に車速係数Krを乗算することにより、車速Vの変化による車両挙動の変化を厳密に補正量に加味することができる。また、補正量に角差変化係数Kvを乗算することにより、角差 βfr の変化による車両挙動の変化を厳密に補正量に加味することができる。その結果、ステアリングホイール2を介してドライバに路面反力の急激な変化を伝達することができる。

【0064】なお、補正手段22は、車速信号Vに基づいて、図12に示す車速信号V—車速係数Kr特性データから車速係数Krを選択する。また、補正手段22は、角差変化量Dvに基づいて、図13に示す角差変化量Dv—角差変化係数Kvの特性データから角差変化係数Kvを選択する。角差変化量Dvは、角差信号 βfr を時間微分することによって算出される。そのために、補正手段22は、微分演算機能等を備え、滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr に時間微分演算を施し、角差変化量 $Dv (= d\beta fr / dt)$ を発生する。

【0065】さらに、補正手段22は、ヨー角速度センサ9からのヨー角速度信号Yにヨー角速度係数G2を乗算し、ヨー角速度補正量信号IYを発生する(S1k、S1l)。このように、目標トルク信号IMOに対する補正量としてヨー角速度補正量信号IYを加味することにより、車両挙動をより安定な状態にすることができる。

【0066】最後に、オーバーステア補正量信号IDOおよびヨー角速度補正量信号IYが設定されると、補正手段22は、切れ角 δ が減少する方向に、目標トルク信号IMOをオーバーステア補正量信号IDOおよびヨー角速度補正量信号IYで補正し、目標トルク信号IMHを差演算手段23に出力する(S1m)。また、アンダーステア補正量信号IDUおよびヨー角速度補正量信号

IYが設定されると、補正手段22は、切れ角 δ が減少する方向に、目標トルク信号IMOをアンダーステア補正量信号IDUおよびヨー角速度補正量信号IYで補正し、目標トルク信号IMHを差演算手段23に出力する(S1n)。

【0067】なお、切れ角 δ (実舵角)を減少させる方向とは、切れ角 δ を減少させる方向にステアリング操作を促す補助トルクを発生し、角差 βfr とヨー角速度Yをゼロ方向に減少させて車両挙動を安定な状態にすることを意味する。この切れ角 δ を減少させる方向に補正する一例を説明する。例えば、ドライバがステアリングホイール2を時計回り(右旋回)方向に切った場合、切れ角 δ も時計回り方向(正)となり、補助トルクも時計回り方向(正)に発生する。そこで、切れ角 δ を減少させるためには、時計回り方向の補助トルクを減少させて、ドライバに反時計回りのステアリング操作を促す必要がある。したがって、目標トルク信号IMHを減少させなければならないので、目標トルク信号IMH=目標トルク信号IMO-(オーバーステア補正量信号IDOまたはアンダーステア補正量信号IDU)+ヨー角速度補正量信号IYとする。また、ドライバがステアリングホイール2を時計回り(右旋回)方向から反時計回り(左旋回)方向に切り変えた場合、切れ角 δ がまだ時計回り方向(正)であるが、補助トルクが反時計回り方向(負)に発生している場合がある。そこで、切れ角 δ を減少させるためには、反時計回り方向の補助トルクを増加させて、ドライバに反時計回りのステアリング操作を促す必要がある。したがって、目標トルク信号IMHを増加させなければならないので、目標トルク信号IMH=目標トルク信号IMO+(オーバーステア補正量信号IDOまたはアンダーステア補正量信号IDU)+ヨー角速度補正量信号IYとする。

【0068】以上のように動作する補正手段22を備える電動パワーステアリング装置1によれば、角差信号 βfr と切れ角信号 δ に基づいて車両状態を判断することにより、オーバーステア移行状態やドリフトアウト状態を正確に判断することができる。そして、電動パワーステアリング装置1は、各車両状態に対応して、ドライバに路面反力を正確に伝達し、車両挙動に対して最適なステアリング操作を促すことができる。

【0069】次に、図6のフローチャートに沿って、補正手段22における第2の実施の形態の動作について説明する。なお、この第2の実施の形態での動作では前記した第1の実施の形態での動作と同様の動作を含むので、第1の実施の形態と同様の動作についてはフローチャート中のステップ番号の末尾に同一のアルファベットを付し、詳細な説明を省略する。

【0070】補正手段22は、滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr の方向Pとヨー角速度センサ9からのヨー角速度信号Yの方向Nを比較する(S2a)。そ

して、角差信号 βfr の方向Pとヨー角速度信号Yの方向Nとが不一致の場合、補正手段22は、車両状態がオーバーステア状態（あるいは、スピン状態）、すなわち図4の運転状態図ではオーバーステア領域OA1、OA2およびスピン領域SA1、SA2のいずれかの領域にあると判断し、ステップS2vに移行する。

【0071】ステップS2vに移行すると、補正手段22は、切れ角センサ10からの切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ -角差しきい値 $\beta fr1$ 特性データ（図7参照）から角差しきい値 $\beta fr1$ を選択し（S2v）、ステップS2dに移行する。

【0072】他方、角差信号 βfr の方向Pとヨー角速度信号Yの方向Nとが一致の場合、補正手段22は、滑り角差推定手段21からの角差信号 βfr の方向Pと操舵トルクセンサ12からの操舵トルク信号Tの方向Sを比較する（S2o）。例えば、ヨー角速度Yが反時計回り方向（左旋回方向）かつ操舵トルクTが時計回り方向（右旋回方向）かつ反時計回りの後輪滑り角 βr が反時計回りの前輪滑り角 βf より大きい場合（すなわち、カウンタ過大状態）、ヨー角速度信号Yの方向Nが負（マイナス）となり、操舵トルク信号Tの方向Sは正（プラス）となり、角差信号 βfr の方向Pは負（マイナス）となる。また、ヨー角速度Yが時計回り方向（右旋回方向）かつ操舵トルクTが時計回り方向（右旋回方向）かつ反時計回りの前輪滑り角 βf が反時計回りの後輪滑り角 βr より大きい場合（すなわち、車両挙動がアンダーステア状態の場合）、ヨー角速度信号Yの方向Nが正（プラス）となり、操舵トルク信号Yの方向Sは正（プラス）となり、角差信号 βfr の方向Pは正（プラス）となる。

【0073】角差信号 βfr の方向Pと操舵トルク信号Tの方向Sとが不一致の場合、補正手段22は、車両状態がカウンタ過大状態と判断し、ステップS2pに移行する。

【0074】他方、角差信号 βfr の方向Pと操舵トルク信号Tの方向Sとが一致の場合、補正手段22は、切れ角センサ10からの切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ -角差しきい値 $\beta fr1$ 特性データ（図7参照）から角差しきい値 $\beta fr1$ を選択する（S2b）。

【0075】続いて、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ と角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ を比較する（S2c）。そして、角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ が角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ 以上の場合、補正手段22は、車両状態がオーバーステア移行状態、すなわち図4の運転状態図ではオーバーステア移行領域TA1、TA2の領域にあると判断し、ステップS2dに移行する。ステップS2dに移行すると、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ を角差信号 βfr と角差しきい値 $\beta fr1$ から算出し、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr1|$ とする（S2d）。

【0076】他方、角差しきい値の絶対値 $|\beta fr1|$ が角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ 未満の場合、補正手段22は、車両状態が図4に示す運転状態図ではアンダーステア領域UA1、UA2またはドリフトアウト領域DA1、DA2のいずれかの領域にあるかを判断するために、切れ角信号 δ により、切れ角信号 δ -角差しきい値 $\beta fr2$ 特性データ（図8参照）から角差しきい値 $\beta fr2$ を選択する（S2e）。

【0077】続いて、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ を角差信号 βfr と角差しきい値 $\beta fr2$ から算出し、角差信号の絶対値 $|\beta fr| = |\beta fr - \beta fr2|$ とする（S2f）。

【0078】続いて、補正手段22は、車両の各状態を判断すると、その各車両状態に応じて補正量を選択する。ステップS2aでオーバーステア状態またはステップS2cでオーバーステア移行状態と判断されると、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ に基づいて、図9に示す角差信号絶対値 $|\beta fr|$ -オーバーステア補正量DO特性からオーバーステア補正量DOを選択する（S2g）。

【0079】また、ステップS2oでカウンタ過大状態と判断されると、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ に基づいて、図11に示す角差信号絶対値 $|\beta fr|$ -カウンタステア補正量DC特性からカウンタステア補正量DCを選択する（S2p）。なお、カウンタステア状態が過大になると、車両が直進ラインから外れて半径方向から遠ざかってしまうので、目標トルク信号IMOを補正し、ドライバにカウンタ操作量が過大であることを路面反力で正確に伝達する。

【0080】また、ステップS2fで角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が設定されと、補正手段22は、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ に基づいて、図10に示す角差信号絶対値 $|\beta fr|$ -アンダーステア補正量DU特性からアンダーステア補正量DUを選択する（S2h）。

【0081】続いて、オーバーステア補正量DOまたはカウンタステア補正量DCが選択されると、補正手段22は、角差変化量信号 $Dv (= d\beta fr / dt)$ の方向Dと操舵トルク信号Tの方向Sを比較する（S2q）。なお、角差変化量信号 Dv の方向Dは、角差信号 βfr が正（プラス）で、かつ角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が増加する時には正（プラス）とし、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が減少する時には負（マイナス）とする。また、角差変化量信号 Dv の方向Dは、角差信号 βfr が負（マイナス）で、かつ角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が増加する時には正（プラス）とし、角差信号の絶対値 $|\beta fr|$ が減少する時には負（マイナス）とする。例えば、操舵トルク信号Tが時計回り方向（右旋回方向）かつ反時計回りの後輪滑り角 βr が反時計回りの前輪滑り角 βf より大きくさらに反時計回りの後輪滑り角 βr が増加している場合、操舵トルク信号Tの方向S

が正（プラス）となり、角差信号 βfr の方向 P は負（マイナス）となり、角差変化量信号 Dv の方向 D は正（プラス）となる。この場合、オーバーステア状態が発散方向に向かうので、一層カウンターステア操作を必要とする。そこで、補正手段 22 は、目標トルク信号 IMO に補正量を加算補正し、ドライバにステアリングホイール 2 を介して小さな路面反力を伝達してカウンターステア操作を促す。また、操舵トルク信号 T が時計回り方向（右旋回方向）かつ反時計回りの後輪滑り角 βr が反時計回りの前輪滑り角 βf より大きくさらに反時計回りの後輪滑り角 βr が減少している場合、操舵トルク信号 T の方向 S が正（プラス）となり、角差信号 βfr の方向 P は負（マイナス）となり、角差変化量信号 Dv の方向 D は負（マイナス）となる。この場合、オーバーステア状態が収束方向に向かうので、これ以上カウンターステア操作を必要としない。そこで、補正手段 22 は、目標トルク信号 IMO に補正量を減算補正し、ドライバにステアリングホイール 2 を介して大きな路面反力を伝達する。したがって、角差変化量信号 Dv の方向 D と操舵トルク信号 T の方向 S とが一致の場合、補正手段 22 は、目標トルク信号 IMO を加算補正するために、ステップ $S2r$ に移行する。他方、角差変化量信号 Dv の方向 D と操舵トルク信号 T の方向 S とが不一致の場合、補正手段 22 は、目標トルク信号 IMO を減算補正するために、ステップ $S2s$ に移行する。

【0082】ステップ $S2r$ に移行すると、補正手段 22 は、オーバーステア補正量 DO またはカウンターステア補正量 DC に車速係数 Kr と角差変化係数 Kv を乗算し、オーバーステア補正量信号 IDO またはカウンターステア補正量信号 IDC を発生する（ $S2r$ ）。ちなみに、オーバーステア補正量 DO またはカウンターステア補正量 DC かは、ステップ $S2q$ にステップ $S2g$ から移行した場合にはオーバーステア補正量 DO であり、ステップ $S2q$ にステップ $S2p$ から移行した場合にはカウンターステア補正量 DC である。

【0083】ステップ $S2s$ に移行すると、補正手段 22 は、オーバーステア補正量 DO 、カウンターステア補正量 DC またはアンダーステア補正量 DU に車速係数 Kr と角差変化係数 Kv を乗算し、オーバーステア補正量信号 IDO 、カウンターステア補正量信号 IDC またはアンダーステア補正量信号 IDU を発生する（ $S2s$ ）。ちなみに、オーバーステア補正量 DO 、カウンターステア補正量 DC またはアンダーステア補正量 DU かは、ステップ $S2q$ にステップ $S2g$ から移行した場合にはオーバーステア補正量 DO であり、ステップ $S2q$ にステップ $S2p$ から移行した場合にはカウンターステア補正量 DC であり、ステップ $S2s$ にステップ $S2h$ から移行した場合にはアンダーステア補正量 DU である。

【0084】さらに、補正手段 22 は、ヨー角速度セン

サ 9 からのヨー角速度信号 Y にヨー角速度係数 $G2$ を乗算し、ヨー角速度補正量信号 IY を発生する（ $S2k$ 、 $S2l$ ）。

【0085】最後に、加算補正の場合、補正手段 22 は、オーバーステア補正量信号 IDO またはカウンターステア補正量信号 IDC とヨー角速度補正量信号 IY を目標トルク信号 IMO に加算し、目標トルク信号 IMH （＝目標トルク信号 IMO ＋（（オーバーステア補正量信号 IDO またはカウンターステア補正量信号 IDC ）＋ヨー角速度補正量信号 IY ））を差演算手段 23 に出力する（ $S2t$ ）。そして、ドライバにステアリングホイール 2 を介して小さな路面反力を伝達し、さらなるカウンターステア操作を促す。

【0086】他方、減算補正の場合、補正手段 22 は、オーバーステア補正量信号 IDO 、カウンターステア補正量信号 IDC またはアンダーステア補正量信号 IDU とヨー角速度補正量信号 IY を目標トルク信号 IMO から減算し、目標トルク信号 IMH （＝目標トルク信号 IMO －（（オーバーステア補正量信号 IDO 、カウンターステア補正量信号 IDC またはアンダーステア補正量信号 IDU ）＋ヨー角速度補正量信号 IY ））を差演算手段 23 に出力する（ $S2u$ ）。そして、ドライバにステアリングホイール 2 を介して大きな路面反力を伝達する。

【0087】以上のように動作する補正手段 22 を備える電動パワーステアリング装置 1 は、第 1 の実施の形態における動作に加えて、角差信号 βfr と操舵トルク信号 T に基づいて車両状態を判断することにより、カウンタ過大状態を判断することができる。さらに、電動パワーステアリング装置 1 は、角差変化量信号 Dv と操舵トルク信号 T に基づいて車両状態を判断することにより、カウンターステア操作量の大小を正確に判断することができる。そして、電動パワーステアリング装置 1 は、各車両状態に対応して、ドライバにステアリング操作を促すことができる。

【0088】以上、本発明は、前記の実施の形態に限定されることなく、様々な形態で実施される。例えば、車両挙動制御装置として電動パワーステアリング装置に適用し、ドライバに路面反力を正確に伝達して車両挙動に対して最適なステアリング操作を促す構成としたが、車両挙動制御装置として四輪操舵装置等に適用し、車両に直接作用して車両挙動を車両側から安定な状態とする構成としてもよい。また、角差信号の方向を切れ角信号等の方向と正負を逆に設定したが、同一方向を同一正負と設定してもよい。

【0089】

【発明の効果】本発明の請求項 1 に係る車両挙動制御装置は、ドライバから車両への入力信号である実舵角信号と車両からの出力信号である角差信号により、車両の入出関係を把握し、正確に車両状態を検出することができ

る。そして、車両挙動制御装置は、検出した車両状態に応じて、的確に車両の旋回挙動を制御することができる。

【0090】本発明の請求項2に係る車両挙動制御装置は、ドライバから車両への入力信号である実舵角信号と車両からの出力信号である角差信号により、車両の入出関係を把握し、正確に車両状態を検出することができる。そして、車両挙動制御装置は、補正手段で検出した車両状態に応じて補正量を設定し、この補正量によって目標トルク信号を補正して補助トルクを発生する。その結果、この補助トルクによってステアリングホイールを介してドライバに路面反力の変化が正確に伝達され、ドライバの意志によるステアリング操作によって車両挙動を安定な状態にすることができる。

【0091】本発明の請求項3に係る車両挙動制御装置は、補正手段で角差信号とヨー角速度信号に基づいて補正量を設定するので、角差信号とヨー角速度信号をゼロ方向に減少させる補正量を設定することができる。そして、車両挙動制御装置は、この補正量が加味された補助トルクによって、ドライバに実舵角を減少する方向にするステアリング操作を促す。その結果、角差信号とヨー角速度信号がゼロ方向に減少し、車両が安定な状態となる。

【0092】本発明の請求項4に係る車両挙動制御装置は、実際に角差を検出することなく、既存の車載センサを利用して角差を推定することができる。しかも、角差を演算するためのパラメータを直接検出しているので、角差の推定精度が高い。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施の形態に係る電動パワーステアリング装置の全体構成図である。

【図2】図1の電動パワーステアリング装置の基本要部

ブロック構成図である。

【図3】車両のモデル図（二輪モデル）である。

【図4】車両の運転状態図である。

【図5】図1の電動パワーステアリング装置の補正手段による第1の実施の形態の動作フローチャートである。

【図6】図1の電動パワーステアリング装置の補正手段による第2の実施の形態の動作フローチャートである。

【図7】切れ角信号 δ －角差しきい値 β_{fr1} 特性図である。

【図8】切れ角信号 δ －角差しきい値 β_{fr2} 特性図である。

【図9】角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ －オーバーステア補正量DO特性図である。

【図10】角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ －アンダーステア補正量DU特性図である。

【図11】角差信号絶対値 $|\beta_{fr}|$ －カウンターステア補正量DC特性図である。

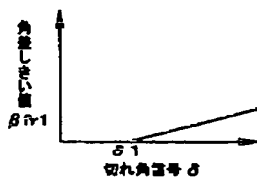
【図12】車速信号V－車速係数 K_r 特性図である。

【図13】角差変化量 $D\beta$ －角差変化係数 K_v の特性図である。

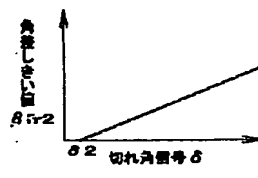
【符号の説明】

- 1・・・電動パワーステアリング装置
- 8・・・電動機
- 9・・・ヨー角速度センサ（ヨー角速度検出手段）
- 10・・・切れ角センサ（実舵角検出手段）
- 11・・・車速センサ
- 12・・・操舵トルクセンサ
- 13・・・制御手段
- 14・・・電動機駆動手段
- 20・・・目標トルク信号設定手段
- 21・・・滑り角差推定手段
- 22・・・補正手段

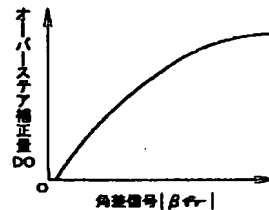
【図7】



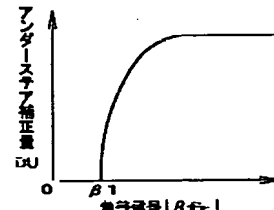
【図8】



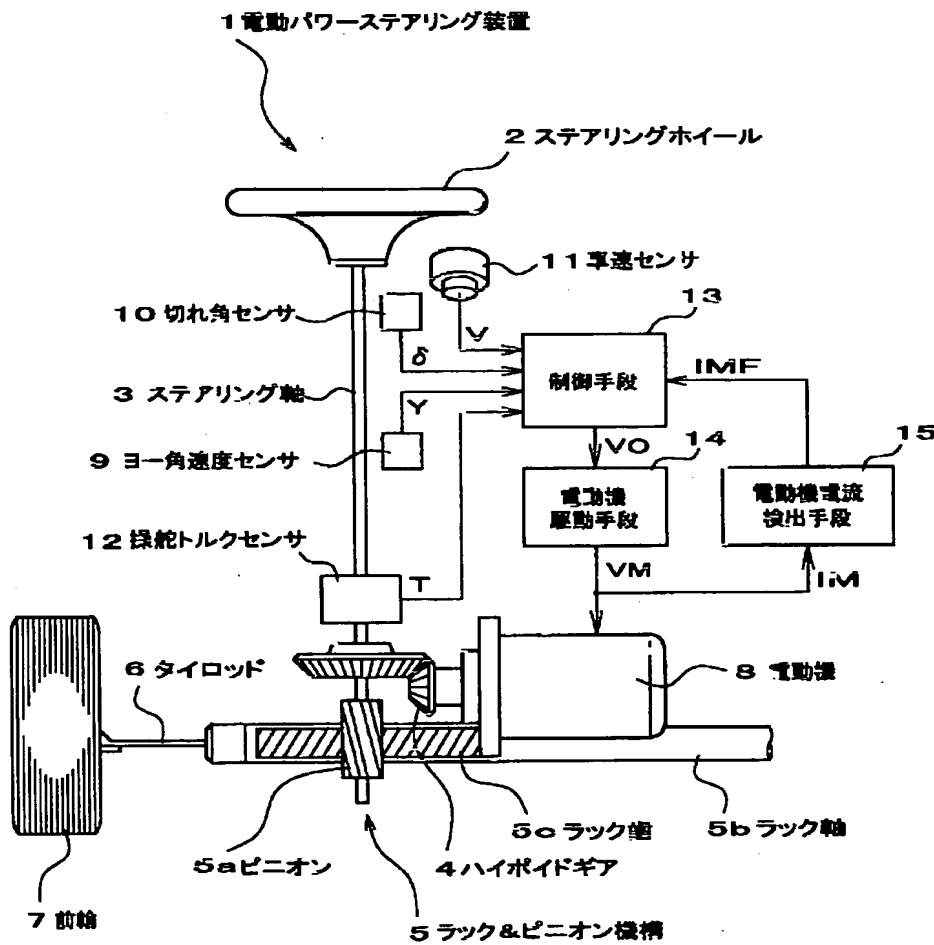
【図9】



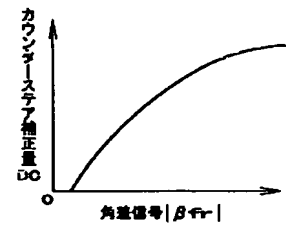
【図10】



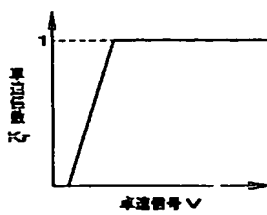
【図1】



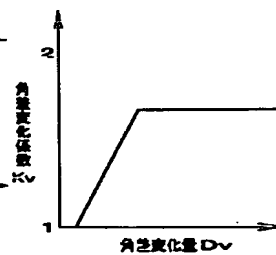
【図11】



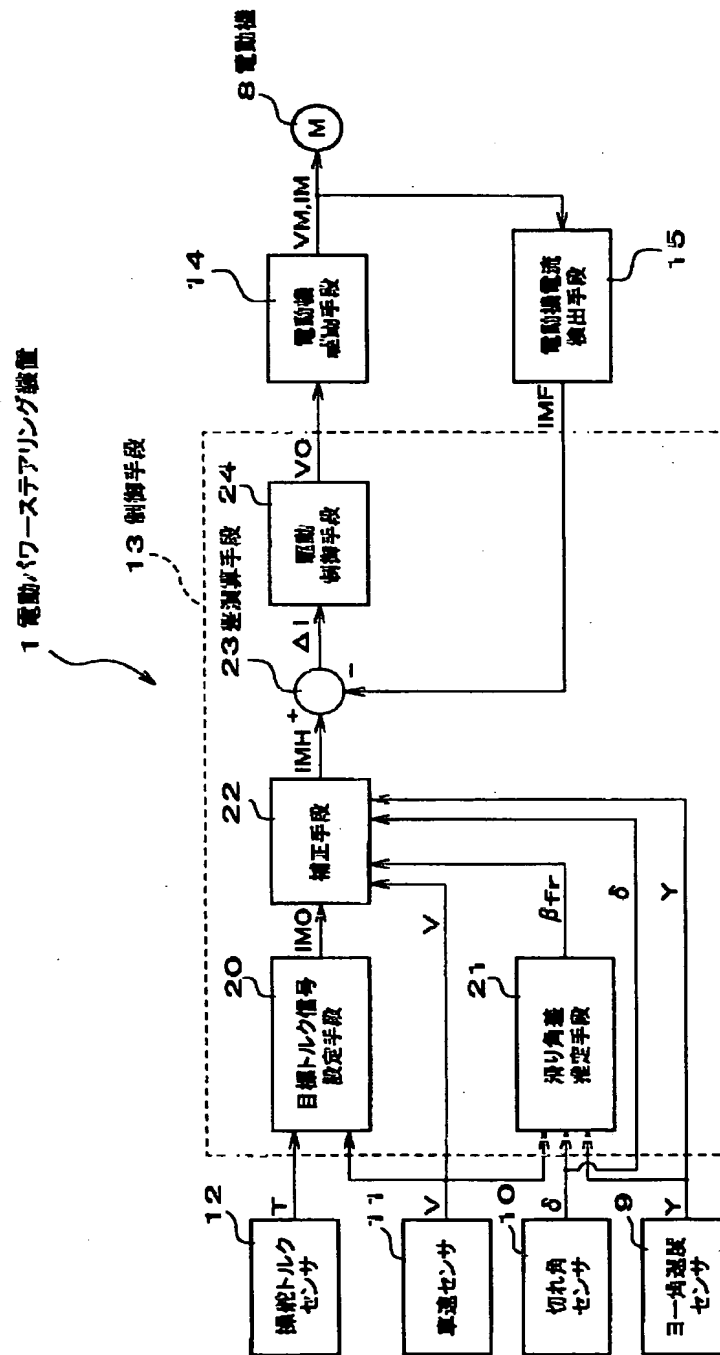
【図12】



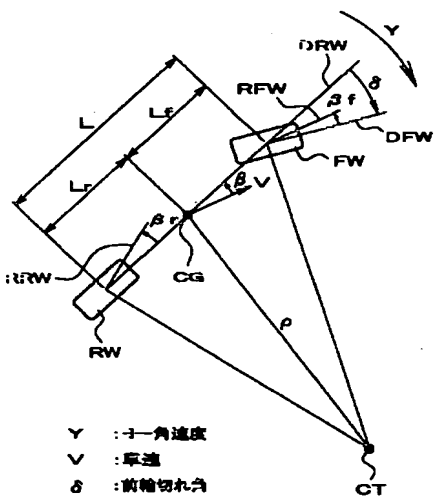
【図13】



【図2】

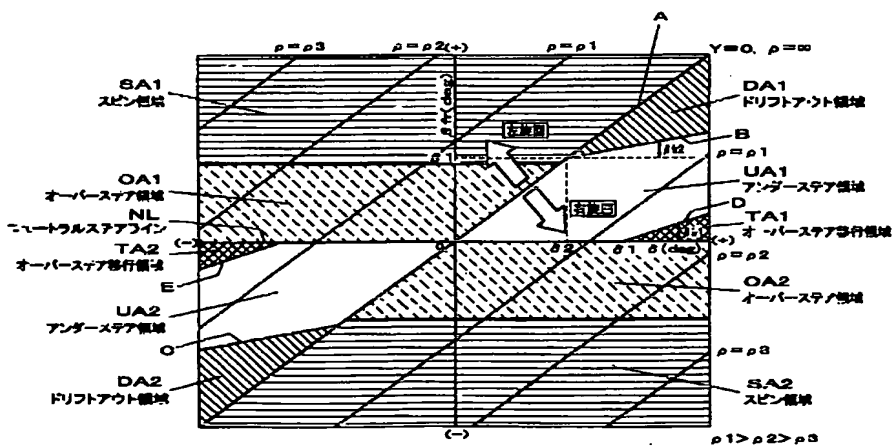


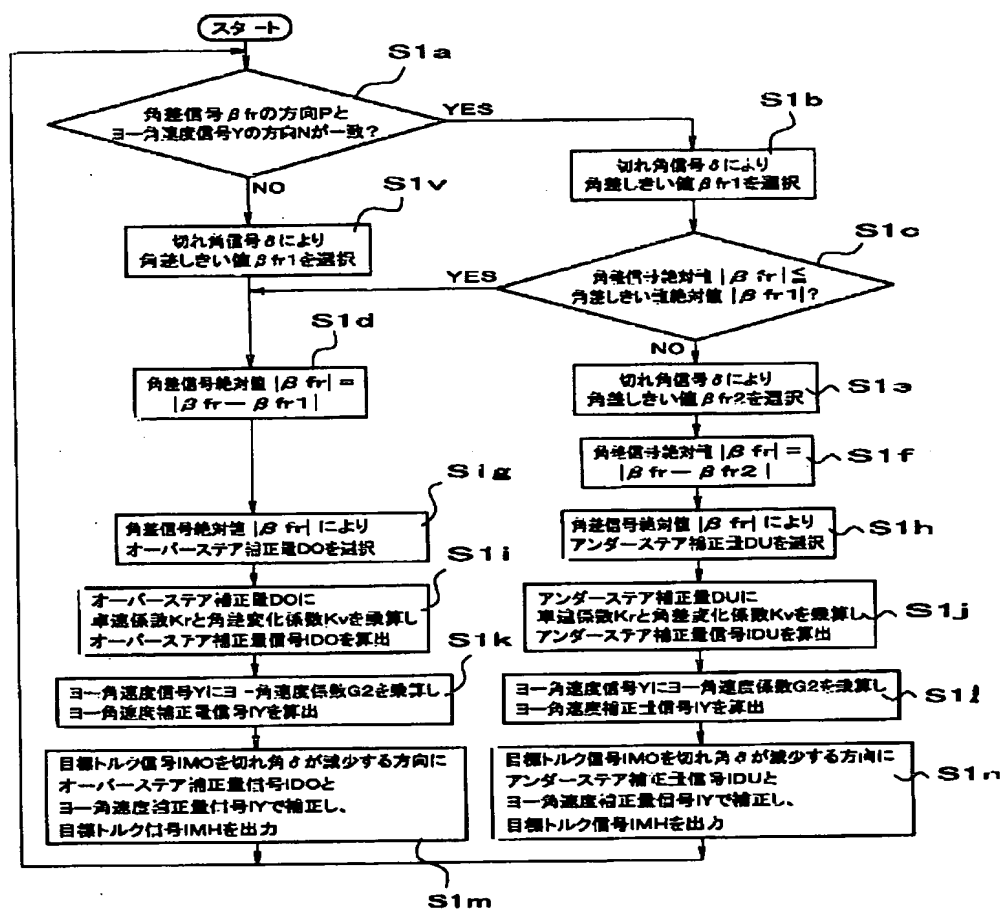
【図3】



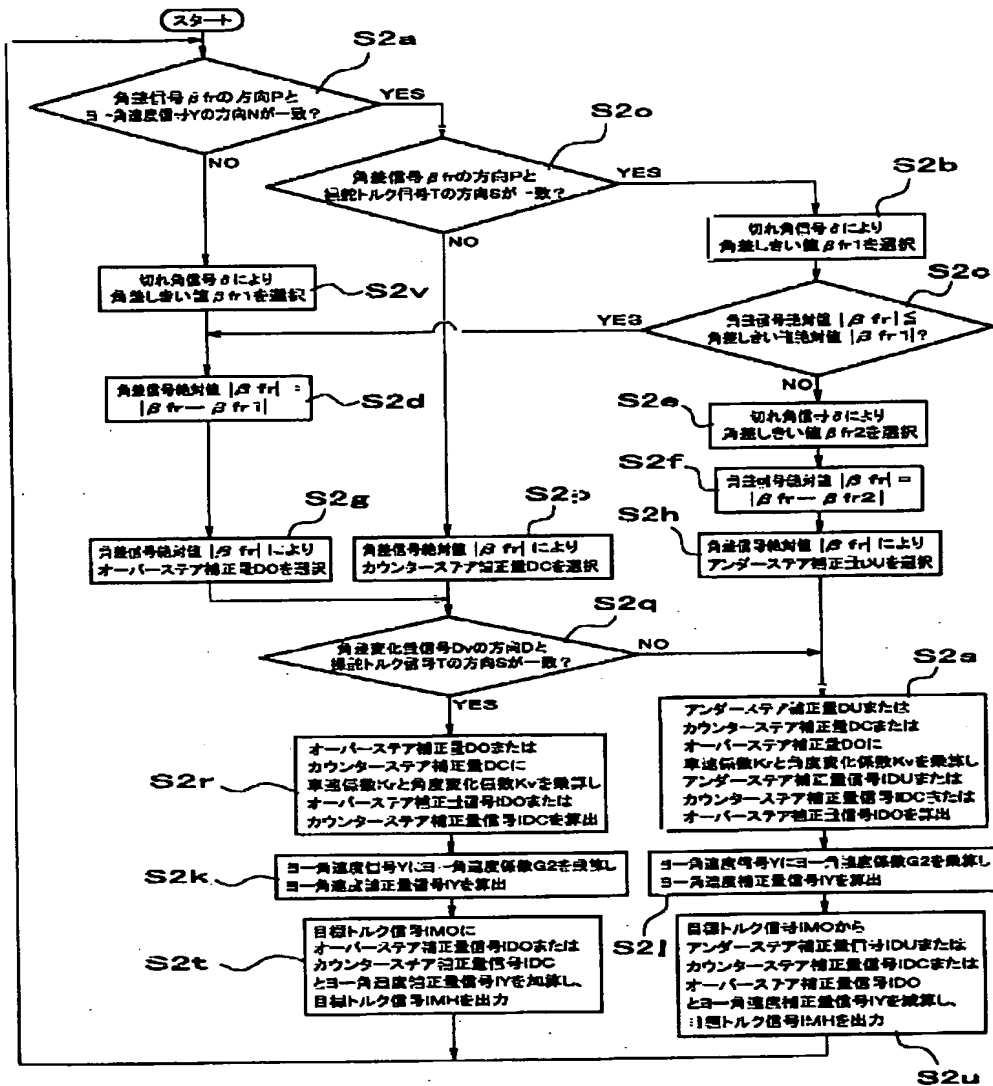
- Y : ヨー角速度
- V : 車速
- δ : 前輪切れ角
- β : 滑り角
- β_F : 前輪滑り角
- β_R : 後輪滑り角
- L_F : 前輪の車心と重心間距離
- L_R : 後輪の車心と重心間距離
- L : ホイールベース
- P : 旋回半径
- CG : 重心

【※4】





【図6】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷

B 6 2 D 113:00

119:00

137:00

識別記号

F I

B 6 2 D 113:00

119:00

137:00

(参考)

Fターム(参考) 3D032 CC02 CC21 DA00 DA03 DA15
DA23 DA33 DA64 DB11 DC01
DC03 DC07 DC08 DD01 DD02
DD17 EA01 EB11 EC23 GG01
3D033 CA11 CA12 CA13 CA16 CA17
CA20 CA21
3D045 BB40 EE21 GG26 GG27
3D046 HH08 HH22 HH25

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.